

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-141459

(43) 公開日 平成10年(1998) 5月29日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

F I

F 1 6 H 9/12

F 1 6 H 9/12

B

57/04

57/04

C

審査請求 未請求 請求項の数3 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平8-292763

(22) 出願日 平成8年(1996)11月5日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 小林 大介

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

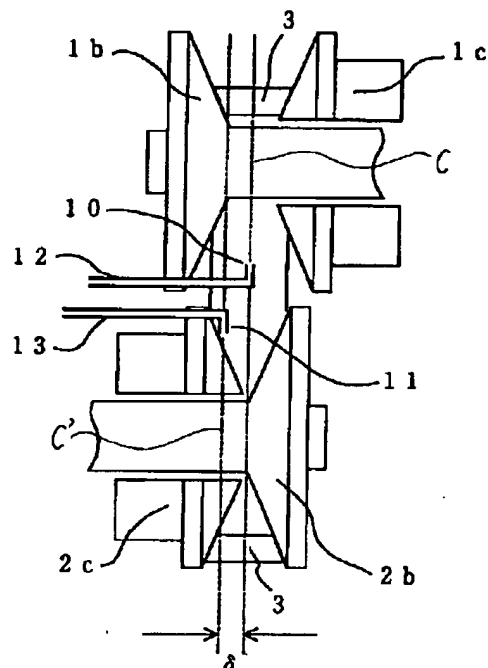
(74) 代理人 弁理士 後藤 政喜 (外1名)

(54) 【発明の名称】 ベルト式無段変速機の潤滑装置

(57) 【要約】

【課題】 変速比が変化してベルトの走行位置がずれても、ベルトの摩擦発熱部に潤滑油を確実かつ効率的に供給する。

【解決手段】 入力プーリ1側と出力プーリ2側の各々にベルトに潤滑油を供給する給油ノズル10、11をそれぞれ配設し、油圧供給手段からの潤滑油を各給油ノズル10、11に供給する潤滑パイプ12、13を備え、入力プーリ1側の給油ノズル10のプーリ軸方向位置は、変速比が最L Oのときのベルト走行位置の中心部C近傍に設定する一方、出力プーリ2側の給油ノズル11のプーリ軸方向位置は変速比が最H Iのときのベルト走行位置の中心部C'近傍に設定する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力プーリ側と出力プーリ側の各々にベルトに潤滑油を供給する給油ノズルをそれぞれ配設し、油圧供給手段からの潤滑油を前記各給油ノズルに供給する潤滑通路を備えたベルト式無段変速機の潤滑装置において、入力プーリ側の給油ノズルのプーリ軸方向位置は、変速比が最L Oのときのベルト走行位置の中心部近傍に設定する一方、出力プーリ側の給油ノズルのプーリ軸方向位置は変速比が最H Iのときのベルト走行位置の中心部近傍に設定することを特徴とするベルト式無段変速機の潤滑装置。

【請求項2】 前記各給油ノズルは、入力プーリと出力プーリ及びベルトによって囲まれる空間内に配設され、これら給油ノズルの噴出方向を入力プーリ側と出力プーリ側の各々でベルトのプーリ噛み込み部近傍となるように設定したことを特徴とする請求項1に記載のベルト式無段変速機の潤滑装置。

【請求項3】 前記各給油ノズルは、入力プーリと出力プーリの間で集中的に配設されたことを特徴とする請求項2に記載のベルト式無段変速機の潤滑装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両などに採用される無段変速機、特にベルト式無段変速機の潤滑装置の改良に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】従来から車両の変速機として、ベルト式の無段変速機が知られており、このような無段変速機の潤滑装置としては、例えば本出願人が提案した、特願平7-58517号等がある。

【0003】このベルト式無段変速機の潤滑装置は、入力プーリ側と出力プーリ側の各々にベルトへ向けて潤滑油を供給する給油ノズルが設けられており、給油ノズルが入力プーリ側若しくは出力プーリ側のどちらか一方にのみ付設されている場合と比較すると、入力側と出力側の両方のベルト及びプーリに潤滑油を確実に、かつ効率的に供給することが可能である。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来のベルト式無段変速機の潤滑装置にあっては、入力プーリ側の給油ノズルの位置と出力プーリ側の給油ノズルの位置がプーリの軸方向に対して概略同じ位置に設定されているため、変速比が変化してベルトの走行位置がプーリの軸方向に対してずれると、潤滑油がベルトの片側にしか当たらず、効率的な潤滑が行えなくなるという問題点があった。

【0005】そこで本発明は、上記問題点を鑑みてなされたもので、変速比が変化してベルトの走行位置がずれても、ベルトの摩擦発熱部に潤滑油を確実に、かつ効率的に供給することを目的とする。

## 【0006】

【課題を解決するための手段】第1の発明は、入力プーリ側と出力プーリ側の各々にベルトに潤滑油を供給する給油ノズルをそれぞれ配設し、油圧供給手段からの潤滑油を前記各給油ノズルに供給する潤滑通路を備えたベルト式無段変速機の潤滑装置において、入力プーリ側の給油ノズルのプーリ軸方向位置は、変速比が最L Oのときのベルト走行位置の中心部近傍に設定する一方、出力プーリ側の給油ノズルのプーリ軸方向位置は変速比が最H Iのときのベルト走行位置の中心部近傍に設定する。

【0007】また第2の発明は、前記第1の発明において、前記各給油ノズルは、入力プーリと出力プーリ及びベルトによって囲まれる空間内に配設され、これら給油ノズルの噴出方向を入力プーリ側と出力プーリ側の各々でベルトのプーリ噛み込み部近傍となるように設定する。

【0008】また第3の発明は、前記第2の発明において、前記各給油ノズルは、入力プーリと出力プーリの間で集中的に配設される。

## 【0009】

【発明の効果】したがって、第1の発明によれば、入力プーリ側の給油ノズルのプーリ軸方向位置を最L O時のベルト走行位置の中心部近傍に設定し、出力プーリ側の給油ノズルのプーリ軸方向位置を最H I時のベルト走行位置の中心部近傍に設定したので、変速比が変化してベルトの走行位置がずれても、ベルトの摩擦発熱部である小径プーリ側に潤滑油を確実に、かつ効率的に供給することができる。

【0010】また、第2の発明では、各給油ノズルの位置を入力側と出力側の両プーリとベルトにより囲まれる空間内に設定し、この給油ノズルの噴出方向を入力プーリ側と出力プーリ側の各々でベルトのプーリ噛み込み部近傍となるように設定したので、ベルトの発熱部に潤滑油を確実に、かつ効率的に供給することができる。

【0011】また、第3の発明では、各給油ノズルを入力プーリと出力プーリの間で集中的に配設したため、簡潔な構成でベルトの発熱部に潤滑油を確実にかつ効率的に供給しながら、設計の自由度を向上させることができる。

## 【0012】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態を添付図面に基づいて説明する。

【0013】図1において、ベルト式無段変速機は、入力プーリ1、出力プーリ2及びベルト3を主体に構成される。

【0014】入力プーリ1は、トルクコンバータ4及びクラッチ5を介してエンジン6の出力軸6aに連結される入力軸1aと、この入力軸1aに固定された固定プーリ1bと、入力軸1a上を軸方向に摺動して、前記入力固定プーリ1bとの相対間隔が可変となるように油圧制

御される可動プーリ1cとからなっている。

【0015】また、出力プーリ2は、図示しない車両の駆動軸側に連結される出力軸2aと、この出力軸2aに固定された固定プーリ2bと、出力軸2a上を軸方向に摺動して前記出力固定プーリ2bとの相対間隔が可変となるように油圧制御される可動プーリ2cとからなっている。

【0016】そして、ベルト3は、図2および図3に示したように、積層構造を有するリング3a上に多数のエ

10 レメント3bを周方向に支持した構成を有しており、入力プーリ1と出力プーリ2との間に巻き掛けられた状態で、前記エ

10 レメント3bの両側面とプーリ円錐面との間に生じる接触摩擦

【0017】無段変速機の変速比(=入力軸回転速度/出力軸回転速度)は、ベルト3が入力プーリ1と出力プーリ2の各々に接触する部分の半径を、各々の可動プーリ1c及び2cの位置を油圧制御によって相反的に変化させることで変更される。

【0018】すなわち、入力側のプーリ1bと1cの間隔を広げてベルト3の接触半径を小さくするとともに、出力側のプーリ2bと2cの間隔を狭めて接触半径を大きくするほど変速比は大=L側となり、その反対に入力側のプーリ1bと1cの間隔を狭めるとともに出力側のプーリ2bと2cの間隔を広げるほど変速比は小=H側となる。

【0019】このような入力側と出力側の各々のプーリの間隔、すなわち可動プーリ1cと2cの位置は、油圧ポンプ7から各可動プーリ1cと2cに相反的に大きさが変化するように調圧手段8を介して供給される油圧力によって制御され、このような油圧制御は、車両の運転状態に応じて所定の変速比となるように、予め定められた所定の変速パターンに従って、変速比制御手段9が調圧手段8に指令して実行される。

【0020】また、入力プーリ1と出力プーリ2の各々の近傍には、ベルトへ潤滑油を供給する給油ノズル10及び11が独立してそれぞれ配設され、油圧ポンプ7と前記各給油ノズル10及び11とは、調圧手段8を介して潤滑パイプ12及び13によって各々接続されている。

【0021】以上の点は従来のベルト式無段変速機と同様であるが、この実施形態では、入力プーリ1の側に設けられるベルトの給油ノズル10のプーリ軸方向位置は、変速比が最L側の時のベルト走行位置の概略中心に設定される一方で、出力プーリ2の側に設けられるベルトの給油ノズル11のプーリ軸方向位置は、変速比が最H側の時のベルト走行位置の概略中心に設定されており、この2つの給油ノズル10と11の位置関係はプーリの軸方向に対して互いにオフセットしている。

【0022】なお、図1では、変速比が最L側の状態を示したものであり、これら2つの給油ノズル10及び1

1とベルト3、さらに入力プーリ1及び出力プーリ2の位置関係を図4と図5に拡大して示す。

【0023】図4は本実施形態の主要部を示す縦断面図であり、図5は同じく主要部の横断面図である。

【0024】これら図4、図5の状態での変速比は、上記のとおり最L側であり、入力プーリ1側に設けられるベルト3の給油ノズル10のプーリ軸方向位置は、ベルト走行位置の概略中心Cに位置している。

【0025】一方、出力プーリ2の側に設けられるベルトの給油ノズル11のプーリ軸方向位置は、入力プーリ1側の給油ノズル10に対してプーリの軸方向へ所定量だけオフセットしている。

【0026】図5において、給油ノズル10と11の位置関係は、入力プーリ1と出力プーリ2及びベルト3により囲まれる空間の内周側に設定され、給油ノズル10、11からの潤滑油の噴出方向は、入力プーリ1側と出力プーリ2側の各々でベルト3のプーリ噛み込み部31、32の近傍に向けられている。

【0027】さらに、図6は、変速比が最H側のとき、上記と同様の主要部を示す縦断面図である。

【0028】このH側の際のときは、変速によってベルト3の走行位置の概略中心は上記L側の際のCからC'へプーリの軸方向にだけ図中左側方にずれるため、出力プーリ2側に設けられるベルト3の給油ノズル11のプーリ軸方向位置は、H側の際のベルト走行位置の概略中心C'に位置するようになる。

【0029】次に、本実施形態の作用を説明するに当たり、まず、無段変速機のベルトに摩擦熱が発生する原理について説明する。

【0030】図2、図3は、ベルト式無段変速機に用いられる金属ベルト3の構成例を示したものである。

【0031】これについて説明すると、ベルト3は複数の無端リングからなる積層リング3aと、このリング3aの長手方向に隙間なく配列される多数のエ

10 レメント3bからなっている。

【0032】また、各エ

10 レメント3bは前面下半部に形成されたテーパ面3cによりエレメント列としての内側への屈曲が許容され、これによりプーリへの巻き掛けが可能になっている。

【0033】ところで、図3に示すエレメント3b同士の接触点Aは、リング3aとエレメント3bとの接触面Bからは半径方向にrほど内側に離れている。

【0034】この半径差rは約1mm程度であるが、この半径差rがあるために、プーリに巻き付いた屈曲部分で外側を移動するリング3aの方が内側を移動するエレメント3bよりも角速度が小さくなって滑りを生じることになる。

【0035】例えば、図7の(a)に示したように、変速比が大きいL側にある場合、ベルト3の巻き掛け角度あるいはプーリへの接触周長は入力プーリ1側よりも

出力プーリ2側の方が大きく、それだけリング3aとエレメント3bとの間の摩擦力も大きいので、滑りは比較的摩擦力の小さい入力プーリ1側で起きることになる。

【0036】その反対に、図7の(b)に示したように、変速比が小さいH I側にある場合、ベルト3の巻き掛け角度が大きい入力プーリ1側ではリング3aとエレメント3bとは略一体的に回転し、リング3aとエレメント3bとの間の相対滑りは主として出力プーリ2側で発生することになる。

【0037】つまり、このような無段変速機用の金属ベルトにおいては、リング3aとエレメント3bとが、変速比が1よりも大きいL O側では入力プーリ1側で、変速比が1より小さいH I側では出力プーリ2側で相対滑りを発生する。そして、この相対滑りによってリング3aとエレメント3bとの接触面に摩擦熱が発生する。図8は、ベルト周長=700mm、プーリ軸間距離=160mmに設定したベルト式無段変速機において、入力軸回転速度=4000rpmで運転して変速比を変化させたときに発生するエレメント3bとリング3aとの相対滑り速度の計算結果を示したものである。この図より、変速比=1を境に滑りの発生が入力プーリ1と出力プーリ2との間で入れ替わることが分かり、変速比がL O側若しくはH I側になるほど相対滑り速度は増大し、したがって発熱量も増大することが分かる。

【0038】次に、本実施形態の作用を説明する。

【0039】まず、変速比がL O側(図4)の場合で考えると、入力プーリ1側に設けられるベルト3の給油ノズル10のプーリ軸方向位置は、ベルト走行位置の概略中心Cに位置し、出力プーリ2側に設けられるベルトの給油ノズル11のプーリ軸方向位置は、入力プーリ1側の給油ノズル10に対して所定量 $\delta$ だけ軸方向へオフセットしている。なお、この所定量 $\delta$ は上記図8のベルト式無段変速機の諸元では、オフセット量 $\delta=9.5\text{mm}$ に設定される。

【0040】変速比がL O側にある場合、先に述べた通り、入力プーリ1側でリング3aとエレメント3bの相対滑りが発生し、この相対滑りによって接触面に摩擦熱が発生するが、本実施形態では入力プーリ1側に設けられるベルト3の給油ノズル10のプーリ軸方向位置は、ベルト走行位置の概略中心Cに設定されているので、ベルト3の摩擦発熱部を確実に、かつ効率的に潤滑することができる。ただし、他方の出力プーリ2側において、潤滑油はベルト3の中心Cより9.5mmだけ片側にオフセットして噴き掛かる状態になるが、出力プーリ2側では摩擦熱が比較的発生しにくいので、ベルト3が高温になるような問題は発生しない。

【0041】その反対に、変速比がH I側にある場合は、先に述べた通り、出力プーリ2側でリング3aとエレメント3bの相対滑りが発生し、この相対滑りによってリング3aとエレメント3bの接触面に摩擦熱が発生

するが、このときは、変速によってベルトの走行位置の概略中心C'が所定量 $\delta$ だけ図6の左側にずれるため、出力プーリ2側に設けられるベルトの給油ノズル11のプーリ軸方向位置は、ベルト走行位置の概略中心C'に位置するようになるので、ベルトの摩擦発熱部を確実に、かつ効率的に潤滑することができる。ただし、この場合でも他方の入力プーリ1側において潤滑油は、ベルトの中心より9.5mmだけ片側にオフセットして噴き掛かる状態になるが、入力プーリ1側では上記したように摩擦熱が比較的発生しにくいので、ベルト3が高温になるような問題は発生しない。

【0042】なお、上記実施形態においては入力プーリ1側と出力プーリ2側の各々に潤滑油を供給する給油ノズル10と11は独立して配設され、油圧ポンプ7と前記各給油ノズル10及び11とは、調圧手段8を介して潤滑パイプ12及び13によって各々接続されているが、この潤滑パイプ12、13は両方の給油ノズルで共有することもできる。

【0043】図9～図10は第2の実施形態を示し、前記第1実施形態の給油ノズル10、11を入力プーリ1と出力プーリ2の間に集合させたもので、その他の構成は前記第1実施形態と同様である。

【0044】図9はベルト式無段変速機の潤滑装置を示す縦断面図を、図10は同主要部の側断面図をそれぞれ示す。

【0045】これら図9、図10における変速比は図4と同様に最L Oであり、入力プーリ1側に設けられるベルト3の給油ノズル10'のプーリ軸方向位置は、ベルト走行位置の概略中心Cに位置しており、一方の出力プーリ2側に設けられるベルト3の給油ノズル11'のプーリ軸方向位置は、入力プーリ1側の給油ノズル10に対してプーリ軸方向へ所定量 $\delta$ だけオフセットしている。

【0046】また、両方の給油ノズル10'、11'は1本の潤滑パイプ14で接続され、前記第1実施形態と同様の調圧手段8を介して油圧ポンプに接続される。

【0047】本構成によれば、給油ノズル10'、11'を集中して配置できるため、潤滑のために必要とする空間を削減して、ベルト式無段変速機の設計の自由度を向上させ、簡潔な部品構成でありながらもベルト3の摩擦発熱部を確実にかつ効率的に潤滑して冷却を促進することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態を示すベルト式無段変速機の潤滑装置の概略構成図。

【図2】同じく、ベルトの半径方向の断面図

【図3】同じく、ベルトの周方向の断面図。

【図4】変速比がL O側のときの、潤滑の様子を示す縦断面図。

【図5】同じく、変速比がL O側のときの、潤滑の様子

を示す横断面図。

【図6】変速比がH I側のときの、潤滑の様子を示す縦断面図。

【図7】ベルトのエレメントとリングの間で相対滑りが発生する原理を示す説明図で、(a)は変速比がL Oのときを、(b)は変速比がH Iのときをそれぞれ示す。

【図8】同じくベルトのエレメントとリングの間で発生する相対滑り速度と変速比の関係を示すグラフ。

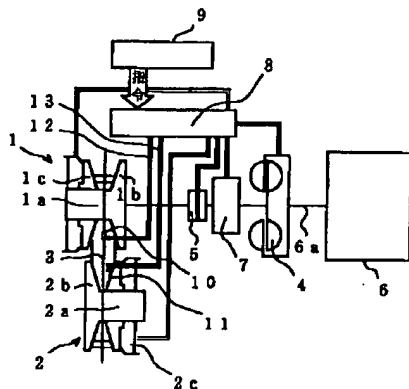
【図9】第2実施形態を示すベルト式無段変速機の潤滑装置の要部縦断面図である。

【図10】同じく、ベルト式無段変速機の潤滑装置の要部横断面図をそれぞれ示す

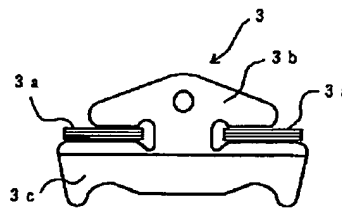
【符号の説明】

- 1 入力アーリ
- 2 出力アーリ
- 3 ベルト
- 7 油圧ポンプ
- 8 調圧手段
- 10、11 給油ノズル
- 12、13 潤滑パイプ

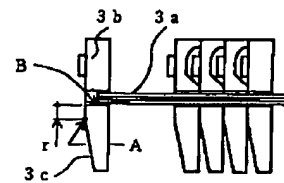
【図1】



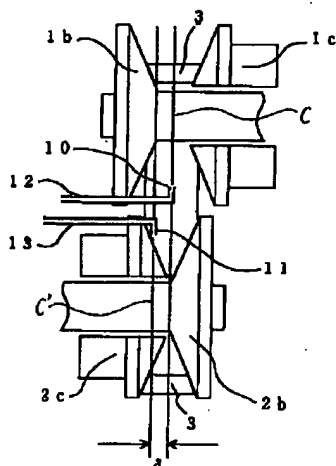
【図2】



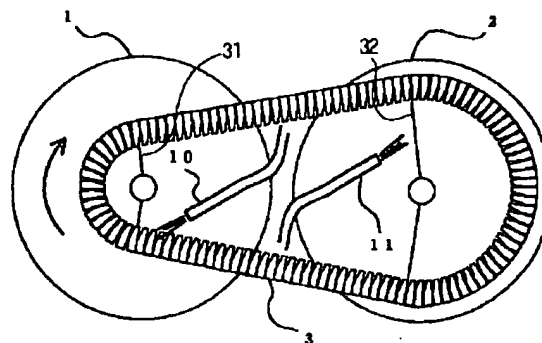
【図3】



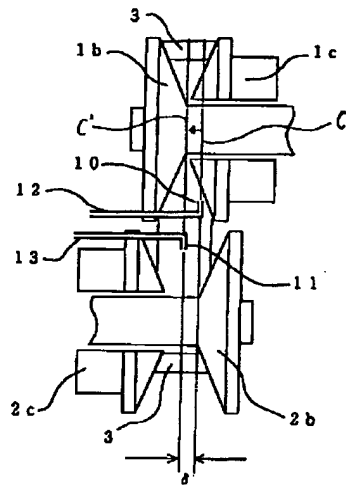
【図4】



【図5】

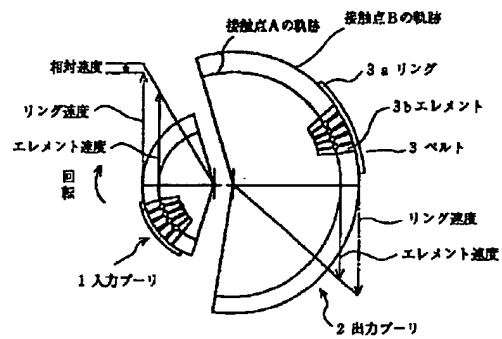


【図6】

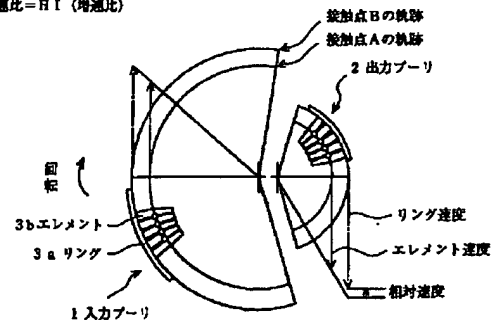


【図7】

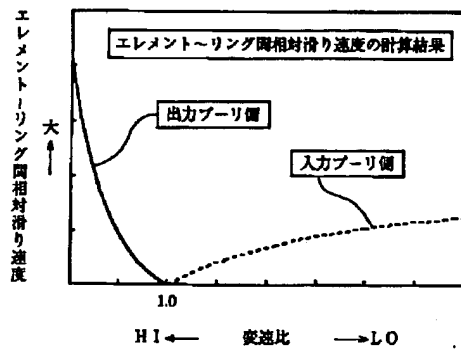
(a) 変速比=1.0 (減速比)



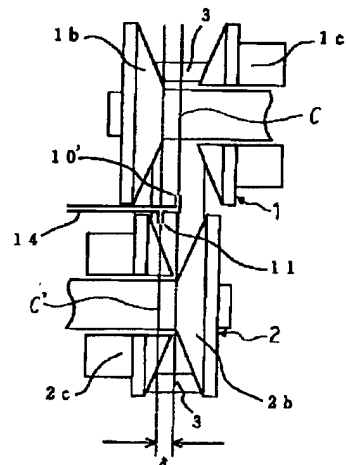
(b) 変速比=H I (増速比)



【図8】



【図9】





PAT-NO: JP410141459A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 10141459 A

TITLE: LUBRICATION DEVICE FOR BELT TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

PUBN-DATE: May 29, 1998

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

KOBAYASHI, DAISUKE

INT-CL (IPC): F16H009/12, F16H057/04

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To supply lubricating oil to a friction and heat generation part of a belt surely and efficiently even when a running position of the belt is deviated due to the change of change gear ratio.

SOLUTION: Oil supply nozzles 10, 11 which supply lubricating oil to a belt are arranged on each side of an input pulley 1 side and an output pulley 2 side, respectively, and lubrication pipes 12, 13 which supply lubricating oil from an oil pressure supply means to each oil supply nozzle 10, 11 are provided. A position in the direction of pulley shaft of the oil supply nozzle 10 on the input pulley 1 side is set in the vicinity of a central part C of a belt running position when change gear ratio is the maximum LO, and a position in the direction of pulley shaft of the oil supply nozzle 11 on the output pulley 2 side is set in the vicinity of a central part C' of a belt running position when change gear ratio is the maximum HI.

COPYRIGHT: (C)1998,JPO

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (1):

PROBLEM TO BE SOLVED: To supply lubricating oil to a friction and heat generation part of a belt surely and efficiently even when a running position of the belt is deviated due to the change of change gear ratio.

Abstract Text - FPAR (2):

SOLUTION: Oil supply nozzles 10, 11 which supply lubricating oil to a belt are arranged on each side of an input pulley 1 side and an output pulley 2 side, respectively, and lubrication pipes 12, 13 which supply lubricating oil



from an oil pressure supply means to each oil supply nozzle 10, 11 are provided. A position in the direction of pulley shaft of the oil supply nozzle 10 on the input pulley 1 side is set in the vicinity of a central part C of a belt running position when change gear ratio is the maximum LO, and a position in the direction of pulley shaft of the oil supply nozzle 11 on the output pulley 2 side is set in the vicinity of a central part C' of a belt running position when change gear ratio is the maximum HI.